



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

SMÍŠENÝ TEPELNÝ CYKLUS

COMBI-CYCLE POWER PLANT

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

ANDRIY TKACHUK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JAN FIEDLER, Dr.

BRNO 2009

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2008/2009

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Andriy Tkachuk

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Energetika, procesy a ekologie (3904R030)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Smíšený tepelný cyklus

v anglickém jazyce:

Combi-cycle power plant

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh a porovnání smíšeného tepelného cyklu "Graz" s ostatními používanými technologiemi výroby elektrické energie.

Cíle bakalářské práce:

Rešerše používaných technologií

Popis tepelného cyklu "Graz"

Zjednodušený výpočet tepelné účinnosti cyklu

Srovnání s ostatními typy cyklů, výhody a nevýhody

Seznam odborné literatury:

Kadrnožka, J.: Tepelné elektrárny a teplárny, SNTL 1987
Firemní literatura SIEMENS

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/2009.

V Brně, dne 26.11.2008

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá smíšeným tepelným cyklem, jehož hlavní předností je snadné odloučení CO₂ pro jeho uskladnění a další použití. První část obsahuje připomenutí současně používaných cyklů a seznamuje nás s cyklem Graz. Uvádí také jeho výhody a nevýhody. Druhá část je zaměřena na popis výpočtu termické účinnosti cyklu a samotný výpočet. Samotný výpočet je v příloze jako .XLS soubor. V závěru práce se interpretuje výsledek výpočtu a nastiňují se podmínky, za jakých by byl tento projekt realizován.

ABSTRACT

This bachelor thesis analyzes the combi-cycle, the advantage of which is easy separation of CO₂ for its storage and further usage. The first part shortly presents the currently used cycles and introduces the Graz cycle. It also lists its advantages and disadvantages. The second part focuses on the description of the calculation of thermal efficiency of the cycle and the calculation itself. The calculation is attached in a separate .XLS file. At the end of the thesis, the result of the calculation is interpreted and the conditions under which the project would be realized are outlined.

Klíčová slova: Graz cyklus, bezemisní elektrárna, zachycování CO₂, metan, tepelný cyklus

Key words: Graz cycle, zero emission power plant, CO₂ retention, methane, thermodynamic cycle

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

TKACHUK, A. *Smíšený tepelný cyklus*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 39 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce. Vycházel jsem při tom ze svých znalostí, odborných konzultací a uvedených literárních zdrojů.

V Brně, dne.....

Podpis.....

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval Ing. Milanu Kořistovi Ph.D. ze odbornou pomoc při výpočtu této bakalářské práce. Také bych rád poděkoval doc. Ing. Janu Fiedleru, Dr. za vedení této práce.

A samozřejmě také mým rodičům za podporu při studiu.

OBSAH

1	ÚVOD	10
2	SOUČASNÉ POUŽÍVANÉ TECHNOLOGIE	11
2.1	Rankine-Clausiiův cyklus (RC).....	11
2.2	Braytonův cyklus	11
2.3	Paroplynový cyklus	12
3	POPIS TEPELNÉHO CYKLU GRAZ	13
3.1	Představení Graz cyklu.....	13
3.2	Výhody Graz cyklu	14
3.3	Nevýhody Graz cyklu	14
3.4	Účinnost cyklu Graz	14
3.5	Design komponentů	15
3.5.1	Spalovací komora	15
3.5.2	HTT turbína.....	16
3.5.3	Kompresory	17
3.5.4	HPT turbína	17
3.5.5	HRSG.....	17
3.5.6	Najíždění a částečné zatížení.....	17
4	METODA VÝPOČTU	18
4.1	Zadání	18
4.2	Zjednodušení – předpoklady.....	18
4.3	Označení jednotlivých bodů ve schématu.....	19
4.4	Obecný postup výpočtu	21
4.5	Seznam použitých veličin	21
4.6	Hlavní použité výpočtové vztahy v jednotlivých zařízeních	23
5	VÝPOČET	28
6	ZÁVĚR	36
7	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	37
8	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	38

9	SEZNAM PŘÍLOH.....	39
----------	---------------------------	-----------

1 Úvod

Asi 60 % skleníkového efektu je způsobeno CO₂. Metan, oxidy dusíku a freony způsobují zbytek. Přitom 90 % CO₂ pochází ze spalování fosilních paliv hlavně v oblasti energetiky. Zbytek pochází z průmyslu, zemědělství a lesních požárů. Bez fosilních paliv se ale zatím neobejdeme. Proto je nutné hledat účinnější metody přeměny energie a také metody, jak CO₂ vzniklé v elektrárnách zachycovat. Cyklus Graz by mohl být jednou z odpovědí na tyto dvě otázky, a přispět tak k důslednějšímu plnění Kjótského protokolu.

Od devadesátých let se na Technické Univerzitě v Grazu vyvíjel tepelný cyklus, na jehož základě má být postavena elektrárna s nulovými emisemi za předpokladu, že odloučené CO₂ budeme někde skladovat, např. vtlačováním do vytěžených ropných vrtů. Cyklus využívá technologií jak plynových, tak i parních turbín.

Optimalizace tepelné elektrárny začíná optimalizací tepelného cyklu elektrárny. Hlavními limity pro optimalizaci cyklu elektrárny jsou přenos tepla, tlakové ztráty, možnosti chlazení a dostupné materiály.

2 Současné používané technologie

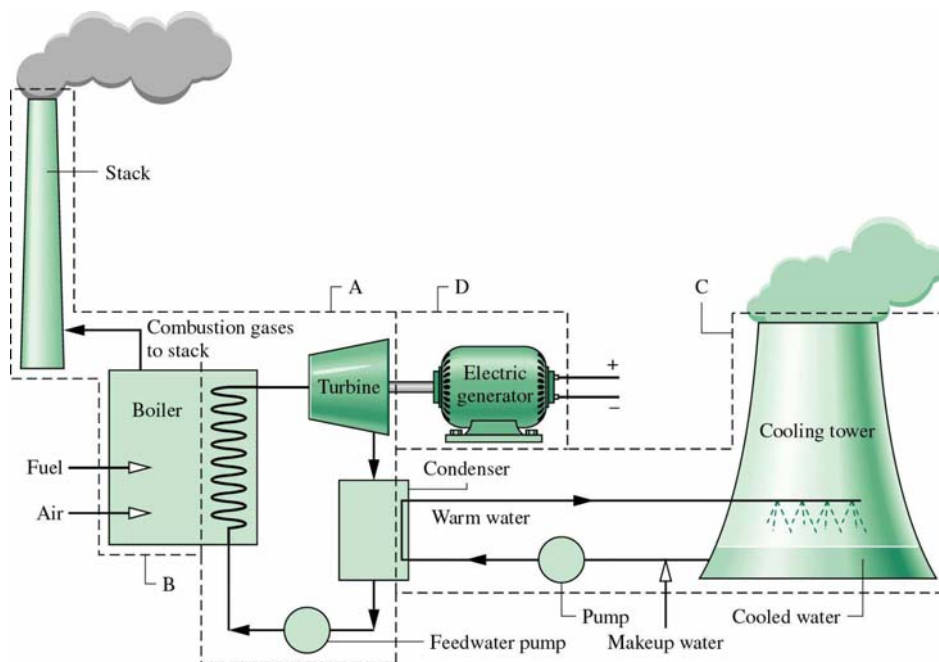
Jenom velice stručně bych rád zopakoval současné používané typy cyklů na přeměnu chemické energie na mechanickou a elektrickou. Především se zaměřím na termickou účinnost cyklů a možnosti zachycování CO₂.

2.1 Rankine-Clausiiův cyklus (RC)

V současnosti nejrozšířenější je RC cyklus. K jeho výhodám patří odzkoušené a relativně levné technologie. Je několik způsobů, jak můžeme zvýšit jeho účinnost:

- zvyšování parametrů vstupní páry
- snižování teploty chladicí vody v kondenzátoru
- regenerace – zvýšení počtu regeneračních ohříváků
- přihřívání páry

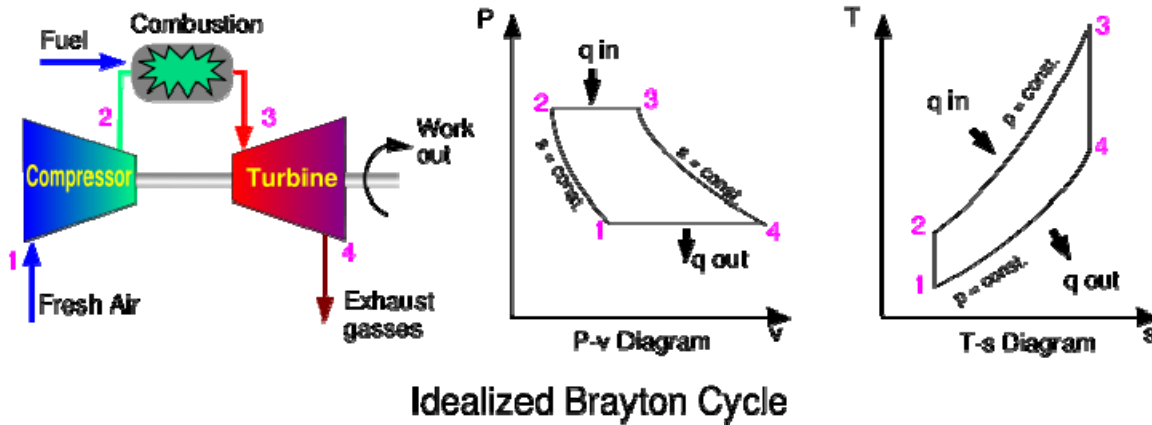
V současné době moderní elektrárny s kritickými a nadkritickými parametry dosahují účinnosti kolem 42 %. CO₂ lze chemicky zachycovat ze spalin, což však snižuje celkovou účinnost cyklů asi o 8-9%.



Obrázek 1: Schéma RC cyklů¹

2.2 Braytonův cyklus

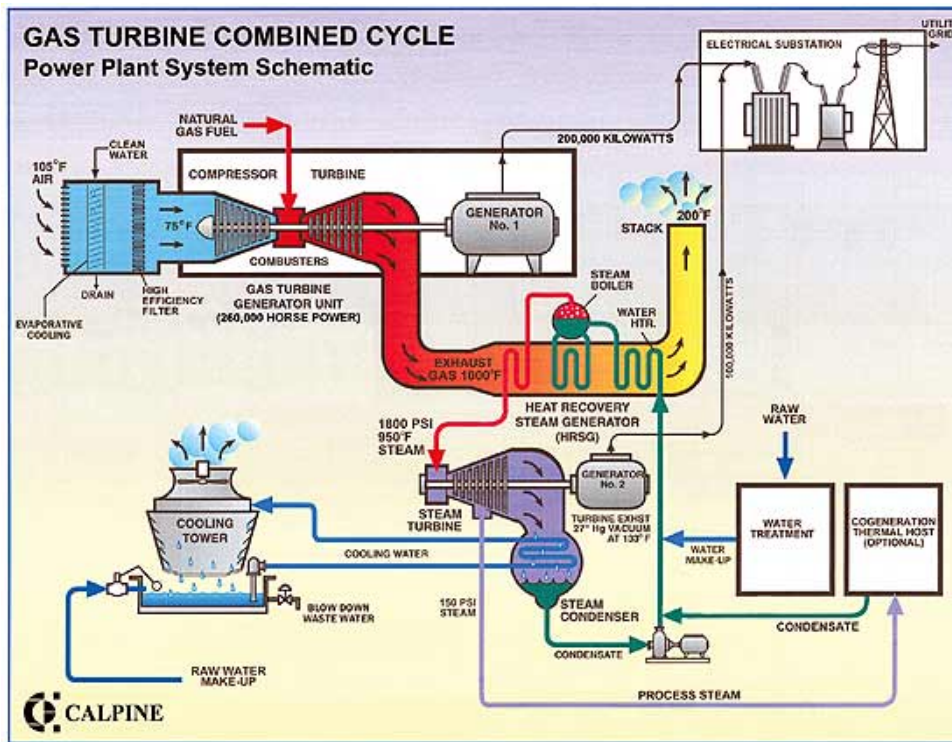
Velice často používaný je rovněž Braytonův cyklus. Jedná se o velice kompaktní otevřený cyklus. Dosahuje účinnosti někdy i více jak 40%. Problémem je zachycování CO₂ ze spalin a to hlavně kvůli vysokému přebytku vzduchu a přítomnosti dusíku ve spalinách.



Obrázek 2: Schéma Braytonova cyklu²

2.3 Paroptynový cyklus

Jedná se o kombinaci Braytonova a RC cyklu, kdy spaliny ze spalovací turbíny generují páru v HRSG. Díky tomuto má tento cyklus i největší účinnost. Současné cykly dosahují až 60 % účinnosti. Ovšem nastávají tady stejné problémy s odloučením CO₂, což velmi významně snižuje účinnost cyklu.

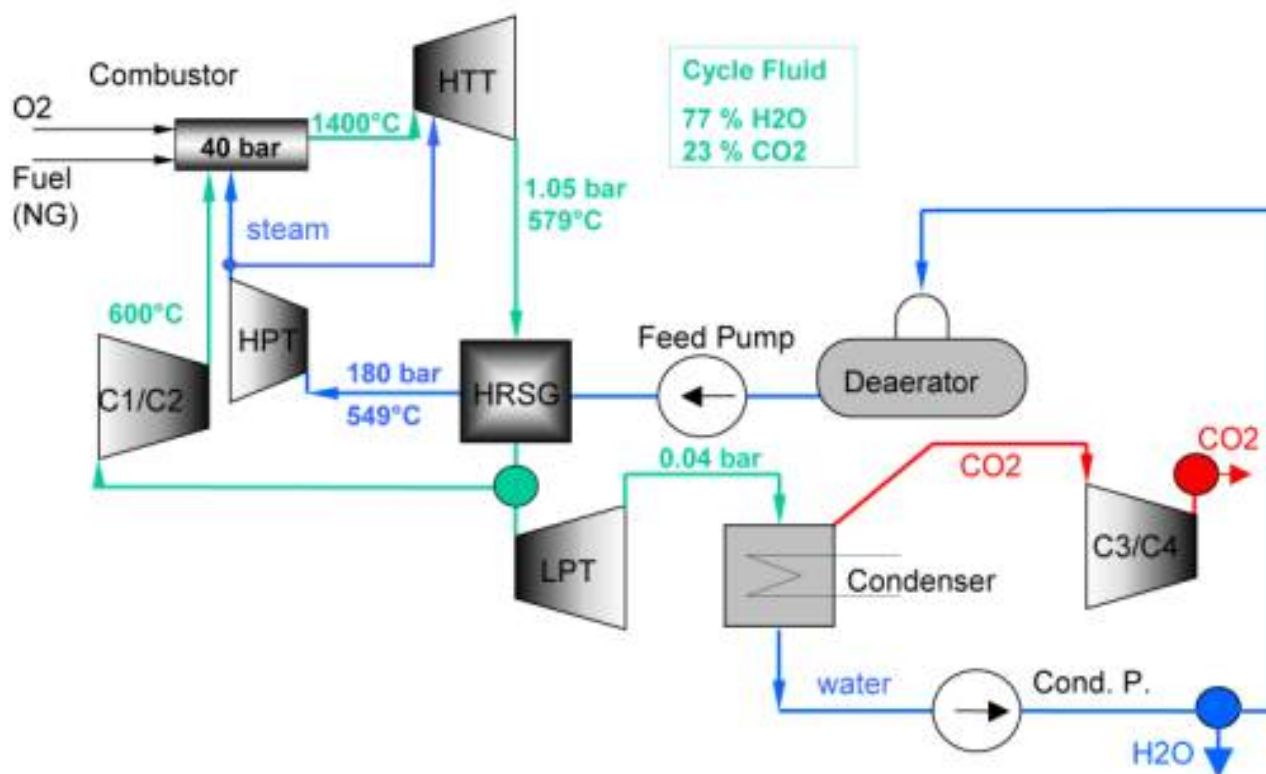


Obrázek 3: Schéma paroptynového oběhu³

3 Popis tepelného cyklu Graz

3.1 Představení Graz cyklu

Na obrázku dole vidíme schéma Graz cyklu s jeho hlavními komponenty. Graz cyklus kombinuje vysokoteplotní Braytonův cyklus (kompresory CO_2 , kompresory C1/C2, spalovací komora a HTT turbína) a nízkoteplotní RC cyklus (LPT turbína, HRSG a parní turbína HPT). Palivo, metan, spolu se stechiometrickým množstvím kyslíku je dodáváno do spalovací komory, která pracuje s tlakem 40 bar. Směs vodní páry a CO_2 a čistá vodní pára recirkulují v cyklu, aby chladily hořáky a stěny spalovací komory. Směs o složení 77 % H_2O a 23% CO_2 odchází ze spalovací komory o teplotě 1400 °C. Médium expanduje v turbíně HTT na tlak asi 1,05 bar. Vycházející spaliny jsou ochlazovány v HRSG, kde se přehřívá, vypařuje voda a přehřívá pára. Poté ale jenom část směsi expanduje v turbíně LPT. Zbytek se vrací jako reflux pro chlazení spalovací komory. Po expanzi v LPT část páry zkondenzuje a odchází jako voda. Veškerý CO_2 a část páry odchází z kondenzátoru v plynném stavu a po kompresi na 1 bar se v dalším stupni chlazení odloučí zbývající voda. Čistý CO_2 pak může po další kompresi být uskladněn a použit. Voda se přes kondenzační a napájecí čerpadlo stlačí na 180 bar a v HRSG se ohřeje na 550 °C. Poté je po expanzi v turbíně HPT zavedena do spalovací komory pro její chlazení.



Obrázek 4: Schéma Graz cyklu⁴

3.2 Výhody Graz cyklu

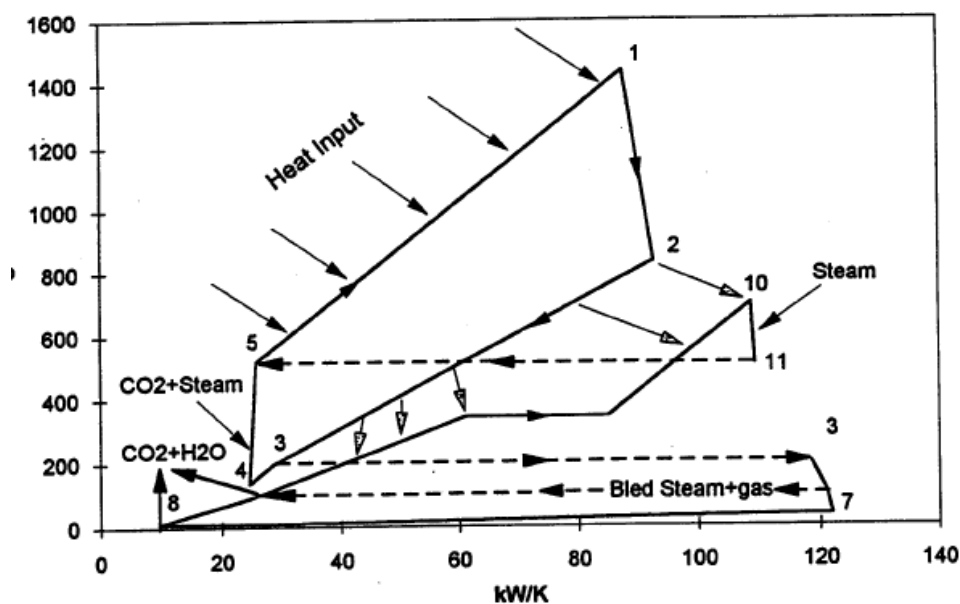
- Umožňuje dodání tepla při velmi vysokých teplotách
- Expanze probíhá na úrovni vakua, takže může být dosažena vysoká termická účinnost
- Dvousložková směs (CO_2 a H_2O) má velmi malou kompresní práci
- Jenom plynné CO_2 potřebuje kompresor, voda může být stlačena v kapalném stavu
- Oproti paroplynovému cyklu relativně malé měrné objemy při nízkých teplotách
- Jednoduché odloučení CO_2

3.3 Nevýhody Graz cyklu

- Velmi složité zařízení oproti jiným cyklům
- Problém s převodovkou při větších výkonech turbosoustrojí
- Náročné technologie chlazení spalovací komory a HTT turbíny
- Obtížnější regulace – vždy musí být zachován stechiometrický poměr, aby se ve spalínách neobjevoval metan

3.4 Účinnost cyklu Graz

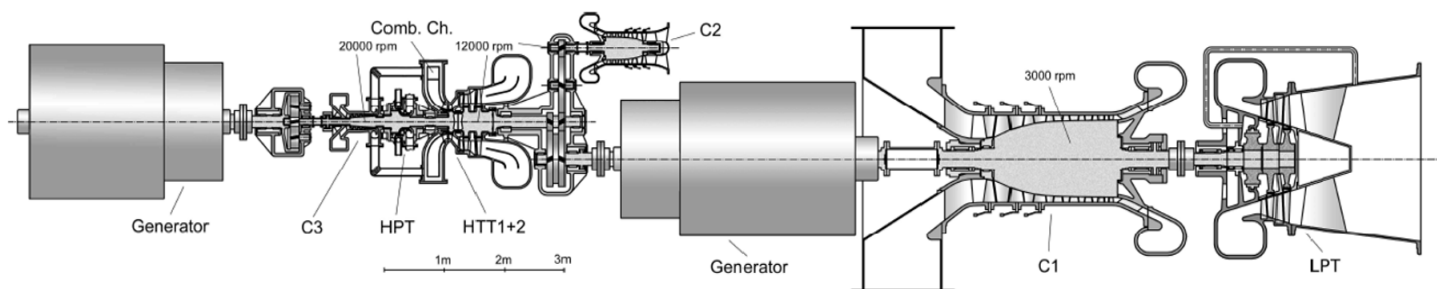
Pokud započteme termodynamickou účinnost zařízení, tlakové ztráty, mechanické a elektrické ztráty, můžeme dosáhnout účinnosti až kolem 63 %. Tím je mírně nad současnými paroplynovými cykly. Pokud ovšem započteme zařízení na výrobu kyslíku, klesne účinnost na 57,5 %. Dále musíme započítat kompresi kyslíku a paliva na tlak spalovací komory, a tím se dostaneme na účinnost kolem 55 %. Ovšem v této účinnosti je už započítané zařízení na oddělení CO_2 . Na obrázku dole vidíme TS diagram Graz cyklu. Vidíme zřetelně vysokoteplotní plynovou smyčku a nízkoteplotní parní smyčku.



Obrázek 5: TS diagram Graz cyklu⁵

3.5 Design komponentů

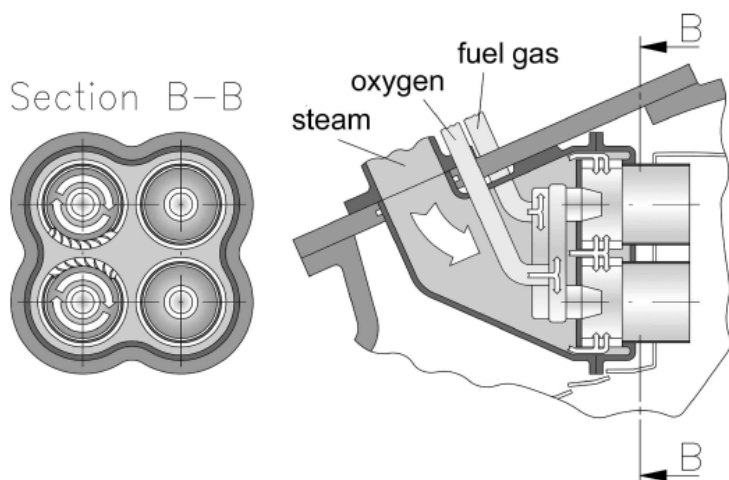
Na obrázku dole vidíme celkové uspořádání jednotlivých zařízení. Turbosoustrojí má 3 hřídele. Zařízení fungují na různých otáčkách – 20 000, 12 000 a 3000 rpm. Pro turbosoustrojí větší než 50 MW je problém s převodovkou, proto se může použít buď přímé spojení, nebo se sníží otáčky jednotlivých zařízení. Nyní přejdeme k detailnějšímu popisu jednotlivých komponent.



Obrázek 6: Celkové uspořádání turbosoustrojí⁶

3.5.1 Spalovací komora

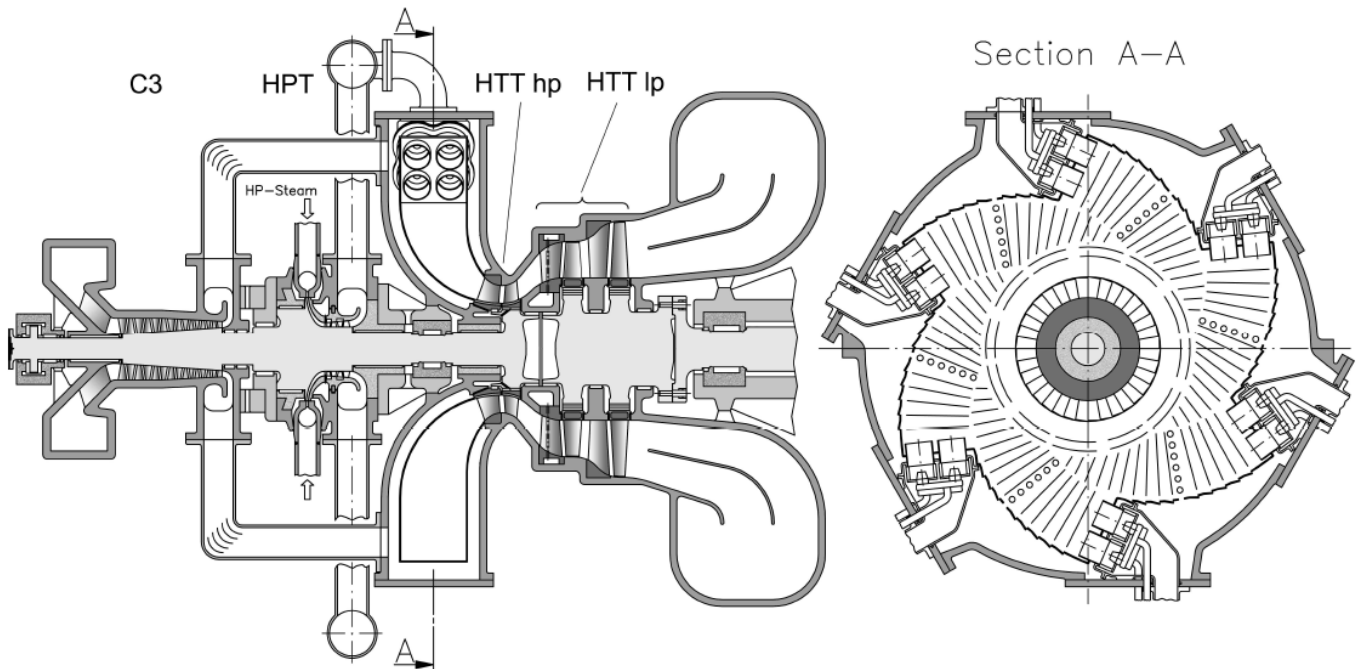
Nejdůležitějším úkolem spalovací komory je zajištění dokonalého promíchání paliva a kyslíku, který je přiváděn ve stechiometrickém množství. Odklon od stechiometrického množství by způsobil menší účinnost spalovací komory a nežádoucí příměsi v médiu cyklu. Chladicí médium musí být přivedeno do plamene, jinak by hrozilo nebezpečí disociace produktů reakce. Musí být ale zabráněno tomu, aby chladicí médium odneslo část paliva a kyslíku od spalovacího prostoru. Chladicí médium je tvořeno vodní párou z turbíny HPT a směsi vodní páry a CO_2 z refluxu. Na obrázku dole vidíme návrh hořáku pro tyto účely. Po obvodu je umístěno 6 hořáku po 4 v paralelním zapojení. Pára je přiváděna přímo do hořáku, aby vytvářela chladicí vír kolem plamene. Zbytek chladicího média je přiváděn klasicky přímo do spalovací komory



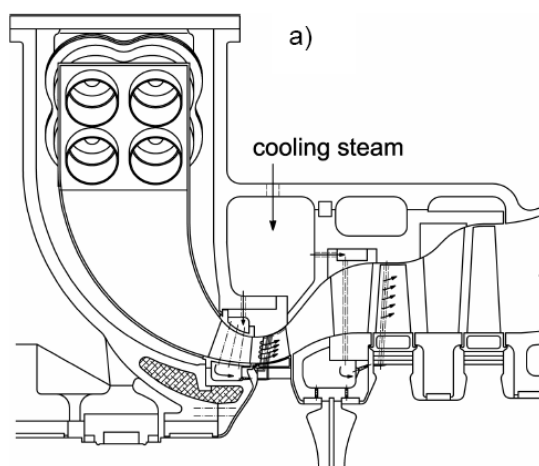
Obrázek 7: Uspořádání hořáku⁶

3.5.2 HTT turbína

Tato turbína je jedním z nejnáročnějších komponent celého turbosoustrojí. Vysoký tlakový poměr 40:1 a velká změna měrného objemu způsobuje, že je lepší rozdělit tuto turbínu na 2 části. První stupeň pracuje na 20 000 rpm a druhý a třetí na 12 000 rpm. První stupeň je chlazen vodní párou, která vytváří na stupni film, který ho chrání před vysokou teplotou 1400 °C. Tento systém chlazení byl vyvinut a patentován na TU Graz.



Obrázek 8: HTT, HPT turbína a spalovací komora⁶



Obrázek 9: Chlazení HTT turbíny párou⁷

3.5.3 Kompresory

Vstupní kompresory pro palivo a kyslík se neliší od současně používaných kompresorů.

Kompresory pro směs CO_2 a vodní páry musí pracovat na různých otáčkách kvůli kompresibilitě CO_2 , protože se výrazně mění jeho měrný objem. Proto je nutné kompresor rozdělit na více těles. Tento design umožňuje rozumnou délku lopatek.

3.5.4 HPT turbína

Jedná se o klasickou protitlakou turbínu. Mnoho vyzkoušených a spolehlivých řešení je k dispozici.

3.5.5 HRSG

HRSG zařízení by mělo být jednodušší a levnější než pro paroplynový cyklus, a to hlavně díky menšímu teplotnímu rozdílu. Jisté problémy ale může způsobit nepatrné množství CO_2 v napájecí vodě, které vytváří H_2CO_3 . Proto bude nutné použít dražší materiály v nízkoteplotním pásmu.

3.5.6 Najíždění a částečné zatížení

Návrh spalovací komory a hořáku stejně jako chlazení lopatek vyžaduje páru pro najetí. Proto je nezbytné zajistit základní parní kotel nebo připojení na parní síť. Částečné zatížení se provádí snížením průtoku paliva a kyslíku. Snížení teploty vede k nižšímu průtoku do HTT a snížení tlaků ve spalovací komoře. Tlak v kondenzátoru se také změní. Účinnost cyklu by měla být vysoká i při částečném zatížení.

4 Metoda výpočtu

4.1 Zadání

Cyklus:	Médium:
$p_0 = 40 \text{ bar}$	r
$t_0 = 1400 \text{ deg. C}$	c_p
$w_{0,H_2O} = 0,77$	k
$w_{0,CO_2} = 0,23$	M
$p_1 = 1,05 \text{ bar}$	c_{pm}
$p_{20} = 1 \text{ bar}$	pro plyny O_2, CO_2, CH_4 ⁸
$p_{21} = 1 \text{ bar}$	
$p_9 = 190 \text{ bar}$	
$t_9 = 549 \text{ deg. C}$	
$p_{13} = 1 \text{ bar}$	
$t_{13} = 20 \text{ deg. C}$	
$p_{14} = 1 \text{ bar}$	
$t_{14} = 20 \text{ deg. C}$	
$p_{23} = 1 \text{ bar}$	
$t_{23} = 20 \text{ deg. C}$	
$p_{25} = 1 \text{ bar}$	
$t_{25} = 20 \text{ deg. C}$	
$\Delta H_r^0 = -802,324 \text{ kJ/mol}$	
$P_{mech} = 20 \text{ MW}$	

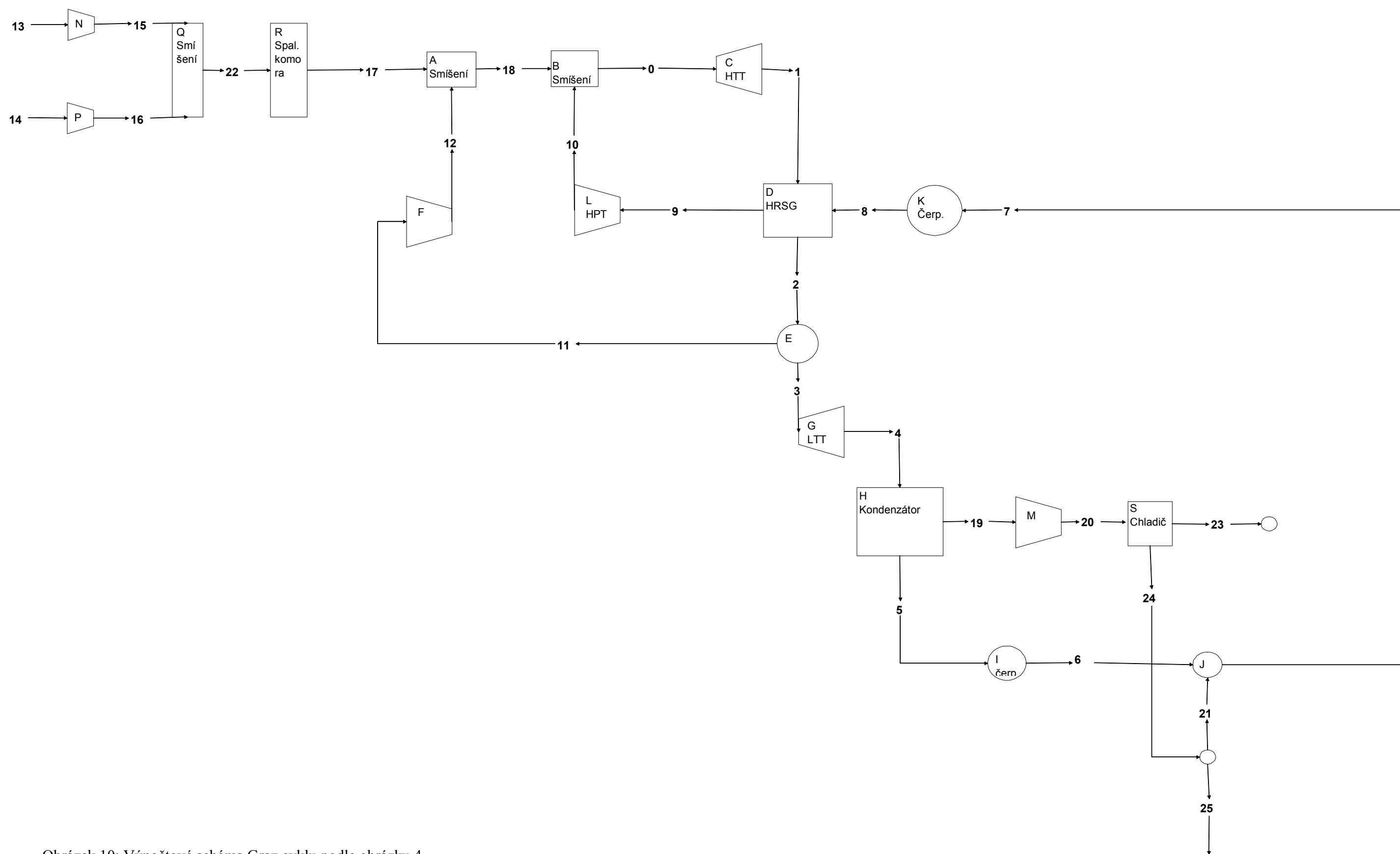
4.2 Zjednodušení – předpoklady

1. Isoentropická zařízení
2. Žádné tepelné ani hydraulické ztráty
3. Rozdělení spalovací komory na dílčí prvky:
 - a) smíšení paliva s kyslíkem
 - b) spálení
 - c) smíšení s refluxem
 - d) smíšení s párou

4. Zkondenzovaná voda neobsahuje žádné CO_2 , takže se CO_2 nerozpouští ve vodě na H_2CO_3 .
5. Neuvažují závislost plynových konstant CO_2 na teplotě
6. Dokonalé stechiometrické spálení

4.3 Označení jednotlivých bodů ve schématu

- 0 – stav před turbínou HTT po smíšení spalin s refluxem a párou
- 1 – stav za turbínou HTT
- 2 – stav v horké větvi za HRSG po ochlazení spalin
- 3 – stav po oddělení refluxu před turbínou LTT
- 4 – stav za turbínou LTT
- 5 – stav za kondenzátorem po oddělení CO_2 a nezkondenzované H_2O
- 6 – stav za kondenzačním čerpadlem
- 7 – stav po odvedení části vody ze systému
- 8 – stav za napájecím čerpadlem
- 9 – stav ve studené větvi za HRSG – přehřátá pára
- 10 – stav po expanzi v parní turbíně HPT
- 11 – reflux před kompresorem
- 12 - reflux za kompresorem
- 13 – vstup kyslíku
- 14 – vstup paliva, metanu
- 15 – stav za kompresorem kyslíku
- 16 – stav za kompresorem metanu
- 17 – stav po stechiometrickém spálení
- 18 – smíšení refluxu se spalinami
- 19 – výstup CO_2 a H_2O z kondenzátoru
- 20 – komprese CO_2 a H_2O
- 21 – přidání vody do systému z chladiče
- 22 – stav po smíšení paliva a kyslíku
- 23 – odvod CO_2
- 24 – zkondenzování další vody v chladiči
- 25 – vypouštění vody ze systému



Obrázek 10: Výpočtové schéma Graz cyklu podle obrázku 4

4.4 Obecný postup výpočtu

Nejprve si vypočítáme parametry za kompresory CH_4 a O_2 na vstupu do cyklu. Potom si vypočítáme parametry po smíšení a hoření paliva s kyslíkem. Následně si systém rozdělíme na dvě smyčky.

I. smyčka ... 0-C-1-D-2-E-11-F-12-A-18-B-0

II. smyčka ... 0-C-1-D-2-E-3-G-4-H-5-I-6-J-7-K-8-D-9-L-10-B-0

Hmotnostní průtoky zjistíme iterováním, aby na konci smyčky byly stejné hodnoty jako na začátku.

Ukázka všech hodnot, které počítám ke každému bodu:

$c_{p0, \text{H}_2\text{O}}$, c_{p0} , $r_{0, \text{H}_2\text{O}}$, r_0 , $\kappa_{0, \text{H}_2\text{O}}$, κ_0 , $p_{0, \text{H}_2\text{O}}$, p_0 , p_{0, CO_2} , h_{0, CO_2} , h_0 , H_0 se počítá u všech bodů stejně, proto je ukážu pouze u bodu 0. Všechny veličiny, kromě tlaků, který udávám v barech, jsou v základních jednotkách. V uzlech, kde již není CO_2 se jeho hodnoty nepočítají.

4.5 Seznam použitých veličin

Veličiny s indexem i , který odpovídá jednotlivým bodům

t_i - teplota

p_i - tlak

v_i - měrný objem

$w_{i, \text{H}_2\text{O}}$ - hmotnostní zlomek H_2O

w_{i, CO_2} - hmotnostní zlomek CO_2

$x_{i, \text{H}_2\text{O}}$ - objemový zlomek H_2O

x_{i, CO_2} - objemový zlomek CO_2

$c_{pi, \text{H}_2\text{O}}$ - měrná tepelná kapacita H_2O

c_{pi} - měrná tepelná kapacita směsi

$r_{i, \text{H}_2\text{O}}$ - plynová konstanta H_2O

r_i - plynová konstanta směsi

$\kappa_{i, \text{H}_2\text{O}}$ - kappa H_2O

κ_i - kappa

m_i - hmotnostní průtok

T_i - termodynamická teplota

$p_{i, \text{H}_2\text{O}}$ - parciální tlak H_2O

p_{i, CO_2} - parciální tlak CO_2

$h_{i, \text{H}_2\text{O}}$ - měrná entalpie H_2O

h_{i, CO_2} - měrná entalpie CO_2

h_i - měrná entalpie směsi

s_{i, H_2O} – měrná entropie H_2O

H_i – entalpický tok

t_0	deg. C	1400,00
p_0	bar	40,00
v_0	m^3/kg	$= \frac{T_0}{p_0} \times (w_{0, H_2O} \times r_{0, H_2O} + w_{0, CO_2} \times r_{CO_2})$
w_{0, H_2O}	-	0,77
w_{0, CO_2}	-	0,23
x_{0, H_2O}	-	0,89
x_{0, CO_2}	-	0,11
c_{p0, H_2O}	J/kgK	$= h(p_0, t_0) - h(p_0, t_0 - 0,1) \div 0,1$ (malá isobarická změna)
c_{p0}	J/kgK	$= w_{0, H_2O} \times c_{p0, H_2O} + w_{0, CO_2} \times c_{pCO_2}$
r_{0, H_2O}	J/kgK	$= \frac{p_0 \times v_{0, H_2O}}{T_0}$
r_0	J/kgK	$= w_{0, H_2O} \times r_{0, H_2O} + w_{0, CO_2} \times r_{CO_2}$
κ_{0, H_2O}	-	$= \frac{\ln(\frac{p_0 \times 0,999}{p_0})}{\ln(\frac{v_0}{v(p_0 \times 0,999; s_0)})}$ (malá isoentropická změna)
κ_0	-	$= 1 + (\frac{x_{0, H_2O}}{\kappa_{0, H_2O} - 1} + \frac{x_{0, CO_2}}{\kappa_{CO_2} - 1})^{-1}$ Richarzův vzorec ⁹
m_0	kg/s	19,42
T_0	K	$= t_0 + 273,15$
p_{0, H_2O}	bar	$= p_0 \times x_{0, H_2O}$
p_{0, CO_2}	bar	$= p_0 \times x_{0, CO_2}$
h_{0, H_2O}	J/kg	$= h_{0, H_2O}(p_0; t_0)$
h_{0, CO_2}	J/kg	$= c_{pCO_2} \times T_0$
h_0	J/kg	$= w_{0, H_2O} \times h_{0, H_2O} + w_{0, CO_2} \times h_{0, CO_2}$
s_{0, H_2O}	J/kgK	$= s_{0, H_2O}(p_0; t_0)$
H_0	W	$= m_0 \times h_0$

4.6 Hlavní použité výpočtové vztahy v jednotlivých zařízeních

13-15

Kompresor O₂ - N

Dojde k isoentropické kompresi kyslíku na

$$p_{15} = 40 \text{ bar}$$

$$T_{15} = T_{13} \times \left(\frac{p_{15}}{p_{13}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

14-16

Kompresor CH₄ - P

Použijeme stejné vztahy jako u kompresoru kyslíku.

15+16 - 22

Smísení - Q

Dojde ke smísení O₂ a CH₄. Vydeme ze směšovací rovnice.

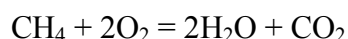
$$T_{22} = \frac{(T_{15} \times c_{p,O_2} \times w_{O_2} + T_{16} \times c_{p,CH_4} \times w_{CH_4})}{(c_{p,O_2} \times w_{O_2} + c_{p,CH_4} \times w_{CH_4})}$$

22-17

Spálení - R

Protože je cyklus navržen tak, aby pracoval se směsí vodní páry a plynného CO₂, které je odlučováno jako destilační zbytek v kondenzátoru, tak je potřebné spalovat metan s kyslíkem stechiometricky. Tak vzniká pouze směs vodní páry a plynného CO₂ bez zbytku paliva a oxidantu.

Stechiometrické spálení je popsáno vztahy ⁸:



ΔH_r° – reakční entalpie při 298,15 K

ΔH_{sp}° – reakční entalpie přepočtena na teplotu za kompresory metanu a kyslíku po smísení

$$T_{22} = 826 \text{ K}$$

$$\Delta H_{sp}^\circ (T=826K) = \Delta H_r^\circ + \int_{298,15}^{826} \Delta c_p dT$$

$$0 = -\Delta H_{sp}^\circ + \int_{298,15}^{T_{17}} (c_{pm,CO_2} + 2 \times c_{pm,H_2O})$$

$$0 = -\Delta H_{sp}^\circ + (c_{pm,CO_2} + 2 \times c_{pm,H_2O}) \times (T_{17} - 298,15) \Rightarrow T_{17}$$

$$H_{17} = m_{17} \times c_{p,17} \times T_{17}$$

Smyčka I

0-1

Turbína HTT - C

Dojde k isoentropické expanzi směsi plynů.

$p_1 = 1,05 \text{ bar}$ - dáno

$$T_1 = T_0 \times \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{\kappa_0 - 1}{\kappa_0}}$$

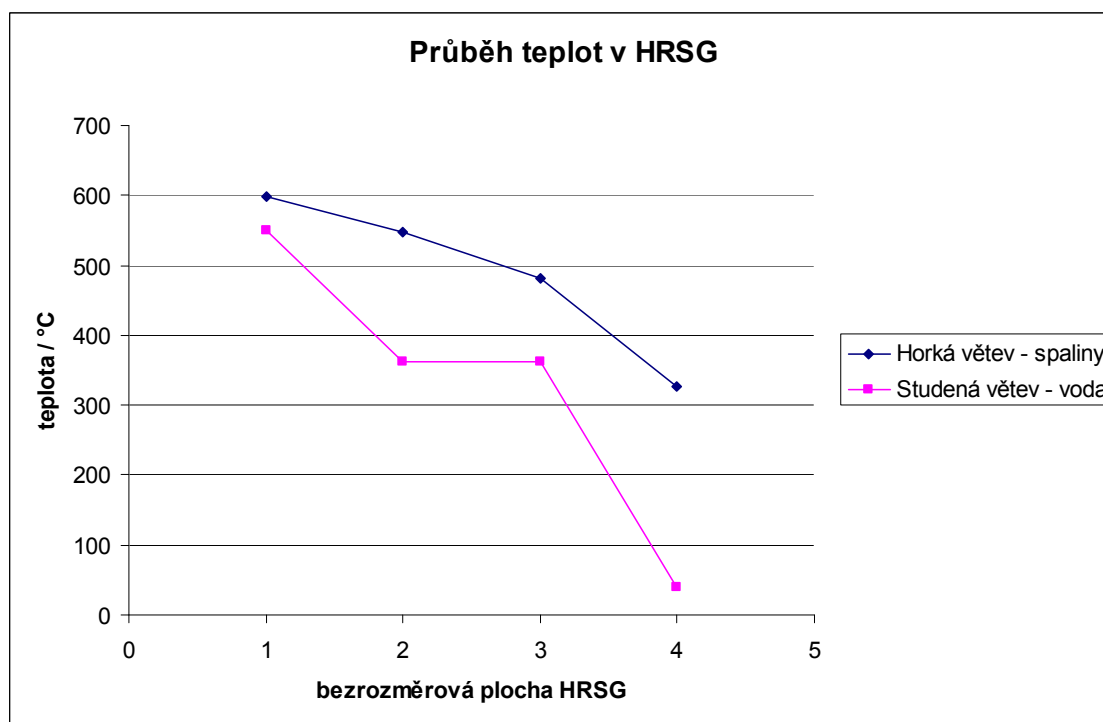
$$s_{1,\text{H}_2\text{O}} = s_{0,\text{H}_2\text{O}}$$

$$\kappa = 1 + \left(\frac{X_{0,\text{H}_2\text{O}}}{\kappa_{0,\text{H}_2\text{O}} - 1} + \frac{X_{0,\text{CO}_2}}{\kappa_{\text{CO}_2} - 1}\right)^{-1} \text{ zdroj}^9$$

1-2

HRSG – horká větev - D

Dojde k ochlazení spalin, voda se ohřeje na stav sytosti, vypaří se a vzniklá pára se přehřeje. Vydeme z tepelné bilance výměníku.



Obrázek 11 : Graf průběhu teplot v HRSG

$$m_9 \times (h_9 - h_8) = m_1 \times (c_{p1} \times T_1 - c_{p2} \times T_2)$$

$$T_2 = \frac{\frac{-m_9}{m_1} \times (h_9 - h_8) + c_{p1} \times T_1}{c_{p2}}$$

2-11**Rozbočení - E**

Část média se vrací do cyklu a část pokračuje na nízkotlakou turbínu LPT.

Změní se pouze hmotnostní průtok, který zjistím následnou iterací.

11-12**Kompresor - F**

Jedná se o isoentropickou kompresi.

$$T_{12} = T_{11} \times \left(\frac{p_{12}}{p_{11}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

12-18**Smísení - A**

Dochází ke smísení proudů 17 a 12 a ochlazení spalin. Vyjdeme ze směšovací rovnice.

$$h_{18} = \frac{(m_{17} \times c_{p,17} \times T_{17} + m_{12} \times h_{12})}{m_{18}}$$

$$T_{18} = \frac{h_{18}}{c_{p,18}}$$

Smyčka II

0-1 a **1-2** jsou stejné jako ve smyčce I

2-3**Rozbočení - E**

Dojde k rozdělení média. V této smyčce médium pokračuje na nízkotlakou turbínu LPT.

Změní se pouze hmotnostní průtok.

$$m_3 = m_2 - m_{12}$$

3-4**Turbína LPT - G**

Stejně jako u turbíny HTT dojde k isoentropické expanzi směsi plynů, proto použijeme stejné vztahy pro výpočet hodnot.

4-5**Kondenzátor - H**

Dojde ke zkondenzování části vody. Zbytek vody v plynném stavu spolu s celým CO₂ odejde z kondenzátoru do kompresoru.

Zvolíme si teplotu chladicí vody, teplotu o kterou se ohřeje a koncový teplotní rozdíl kondenzátoru.

$$t_{\text{chl.v.}} = 20 \text{ °C}$$

$$\Delta t_{\text{chl.v.}} = 10 \text{ °C}$$

$$t_n (\text{nedohřev}) = 4 \text{ °C}$$

$$t_c = 20 + 10 + 4 = 34 \text{ °C}$$

Pro výslednou teplotu t_c si najdeme tlak sytostí a ten také budeme chtít, aby byl za turbínou.

5-6**Kondenzační čerpadlo - I**

Dojde k isoentropické kompresi zkondenzované vody na

$$p_6 = 1 \text{ bar}$$

Všechny ostatní veličiny vypočítáme pomocí parních tabulek.

6-7**Rozbočení - J**

Dochází k smísení se zkondenzovanou vodou z druhého stupně chladiče a vypouštění přebytečné vody ze systému. Mění se pouze hmotnostní průtok.

7-8**Napájecí čerpadlo - K**

Dojde k isoentropické kompresi vody na

$$p_8 = 190 \text{ bar}$$

Všechny ostatní veličiny vypočítáme pomocí parních tabulek.

8-9**HRSG – studená větev - D**

Dojde k ohřevu vody na stav sytosti, odpaření a přehřátí páry na námi požadovanou teplotu

$$t_9 = 550 \text{ °C}$$

Výsledný pinch point v HRSG je 120 °C

9-10**Turbína ST - L**

Dochází ke isoentropické expanzi páry na protitlak

$$p_{10} = 40 \text{ bar.}$$

Všechny ostatní veličiny vypočítáme pomoci parních tabulek.

A ještě zbývá kompresor na výstupu z kondenzátoru.

19-20**Kompresor - M**

Použijeme stejné vztahy jako pro kompresor F

Účinnost cyklů vypočítáme jako podíl tepla dodaného a mechanického výkonu jednotlivých zařízení. Výkony jednotlivých kompresorů, čerpadel a turbín vypočítáme jako rozdíl entalpií před a za zařízením. K výkonům kompresorů a čerpadel dáváme znaménko minus a k turbínám plus. Teplo přivedené vypočítáme jako rozdíl entalpií před a po spálení.

$$\eta = \frac{Q_d}{P_{\text{mech}}}$$

$$P_{\text{mech}} = P_N + P_P + P_C + P_F + P_G + P_I + P_K + P_L + P_M$$

$$Q_d = H_{17} - H_{22}$$

Pro kontrolu si uděláme hmotnostní bilanci. Hmotnostní průtoky na vstupu do cyklů musí být stejné jako na výstupu.

$$m_{13} + m_{14} = m_{23} + m_{25}$$

5 Výpočet

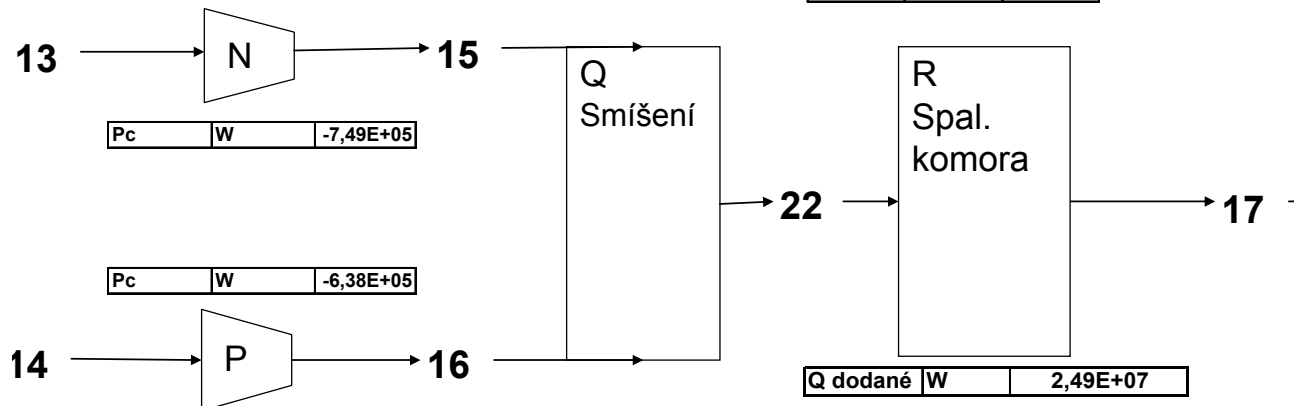
Výpočet cyklu je proveden v MS Excelu a je nedílnou součástí této bakalářské práce jako příloha č 1. Pro účely tištěné formy je ale přenesen do MS Wordu. Proto zobrazují pouze hlavní uzly.

Nejdříve si ukážeme výpočet vstupní části do cyklů

t_{13}	deg.C	20,00
T_{13}	K	293,15
p_{13}	bar	1,00
p_{13}	Pa	100000,00
v_{13}	m ³ /kg	0,76
h_{13}	J/kg	268818,55
m_{13}	kg/s	1,49
H_{13}	W	400809,25

p_{15}	bar	40
p_{15}	Pa	4000000
v_{15}	m ³ /kg	0,054643
T_{15}	K	841,0491
t_{15}	deg.C	567,8991
h_{15}	J/kg	771242
m_{15}	kg/s	1,49
H_{15}	W	1149924

T_{22}	K	826,2887
t_{22}	deg.C	553,1387
p_{22}	bar	40
m_{22}	kg/s	2,236504
p_{22, O_2}	bar	26,66667
p_{22, CH_4}	bar	13,333333
c_{p22}	J/kg	1335,667
h_{22}	J/kg	1103646
H_{22}	W	2468310



t_{14}	deg.C	20,00
T_{14}	K	293,15
p_{14}	bar	1,00
p_{14}	Pa	100000,00
v_{14}	m ³ /kg	1,52
h_{14}	J/kg	637014,95
m_{14}	kg/s	0,75
H_{14}	W	474895,58

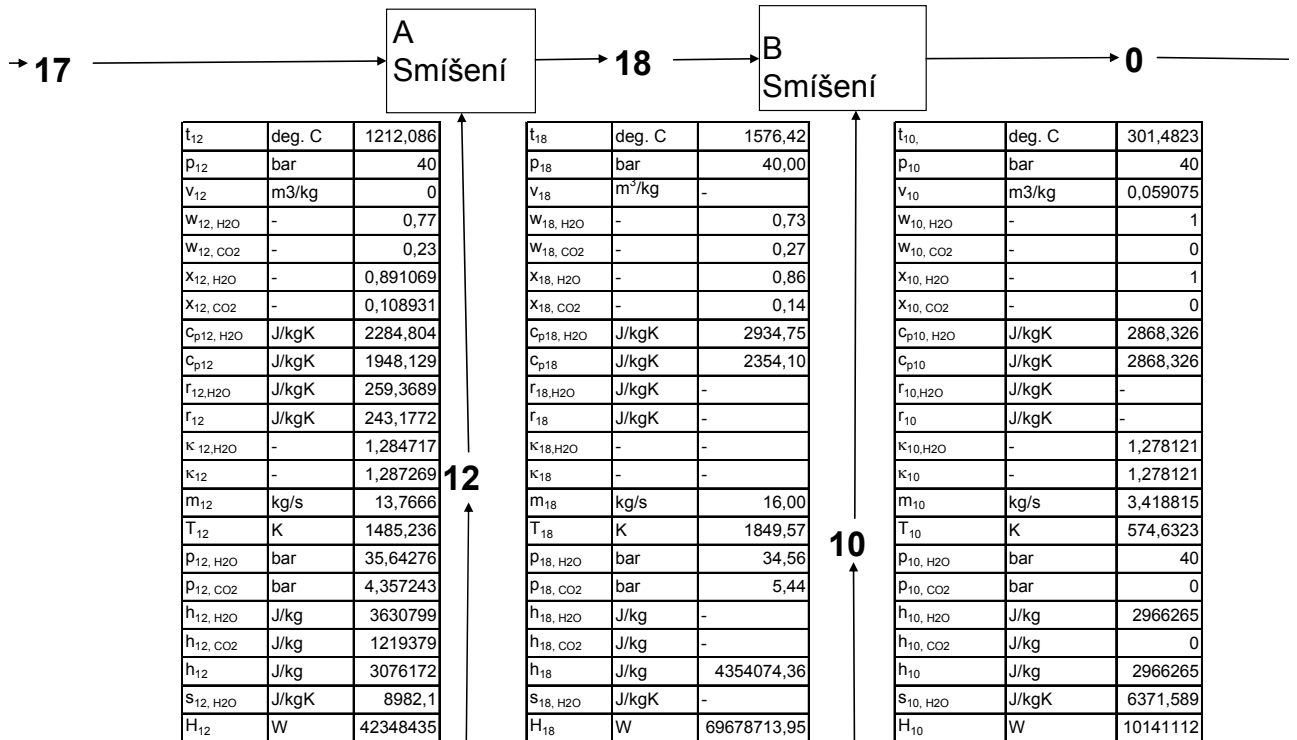
p_{16}	bar	40
p_{16}	Pa	4000000
v_{16}	m ³ /kg	0,089066
T_{16}	K	686,7459
t_{16}	deg.C	413,5959
h_{16}	J/kg	1492299
m_{16}	kg/s	0,745501
H_{16}	W	1112511

T_{17}	K	6894,143
t_{17}	deg.C	6620,993
p_{17}	bar	40
c_{p17, H_2O}	J/kgK	2934,746
c_{p17}	J/kgK	1772,532
X_{17, CO_2}	-	0,3333333
X_{17, H_2O}	-	0,6666667
W_{17, CO_2}	-	0,549836
W_{17, H_2O}	-	0,450164
ΔH_{sp}°	-	-801611
H_{17}	W	27330279

Nyní si ukážeme výpočet ochlazení plamene pomocí refluxu po stechiometrickém spálení

T ₁₇	K	6894,143
t ₁₇	deg. C	6620,993
p ₁₇	bar	40
C _{p17, H2O}	J/kgK	2934,746
C _{p17}	J/kgK	1772,532
X _{17, CO2}	-	0,333333
X _{17, H2O}	-	0,666667
W _{17, CO2}	-	0,549836
W _{17, H2O}	-	0,450164
ΔH _{sp} ^o	-	-801611
H ₁₇	W	27330279

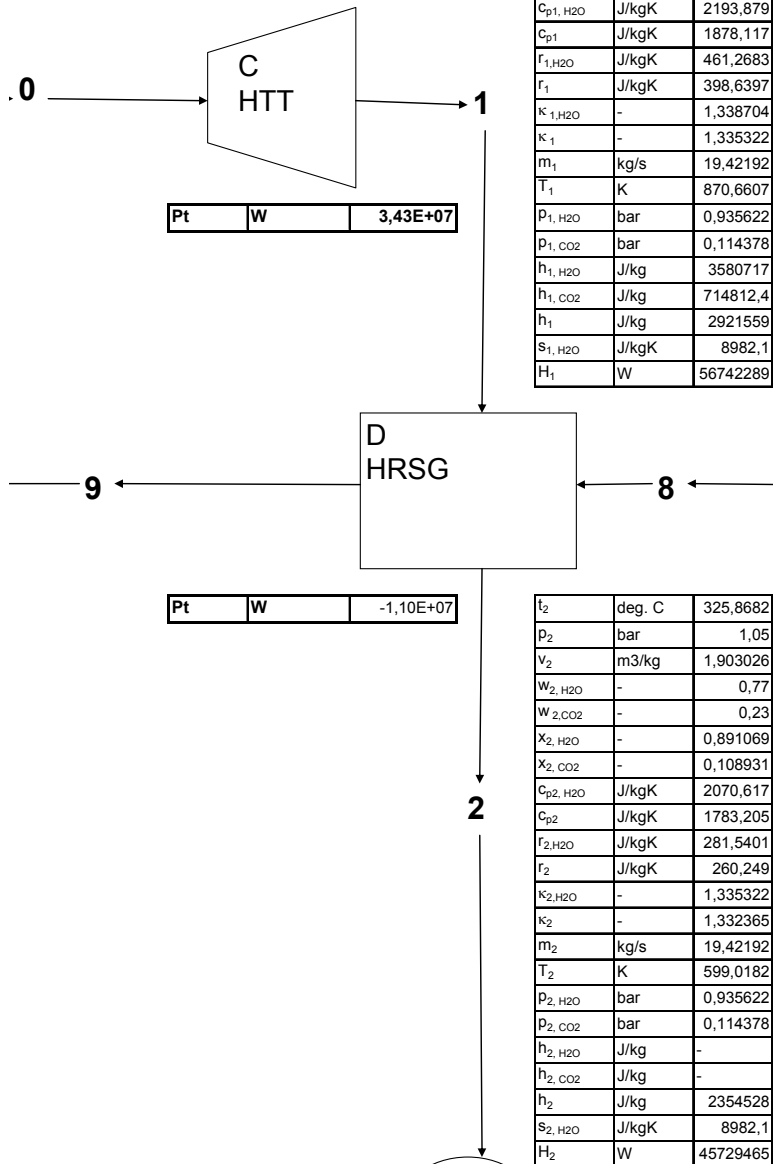
t ₀	deg. C	1400,00
p ₀	bar	40,00
v ₀	m ³ /kg	0,16
W _{0, H2O}	-	0,77
W _{0, CO2}	-	0,23
X _{0, H2O}	-	0,89
X _{0, CO2}	-	0,11
C _{p0, H2O}	J/kgK	2284,80
C _{p0}	J/kgK	1948,13
r _{0, H2O}	J/kgK	451,53
r ₀	J/kgK	391,14
K _{0, H2O}	-	1,28
K ₀	-	1,29
m ₀	kg/s	19,42
T ₀	K	1673,15
p _{0, H2O}	bar	35,58
p _{0, CO2}	bar	4,42
h _{0, H2O}	J/kg	5676230,30
h _{0, CO2}	J/kg	1373656,15
h ₀	J/kg	4686638,25
S _{0, H2O}	J/kgK	8982,10
H ₀	W	91023518,32



Expanze v HTT turbíně a ochlazení spalin v HRSG

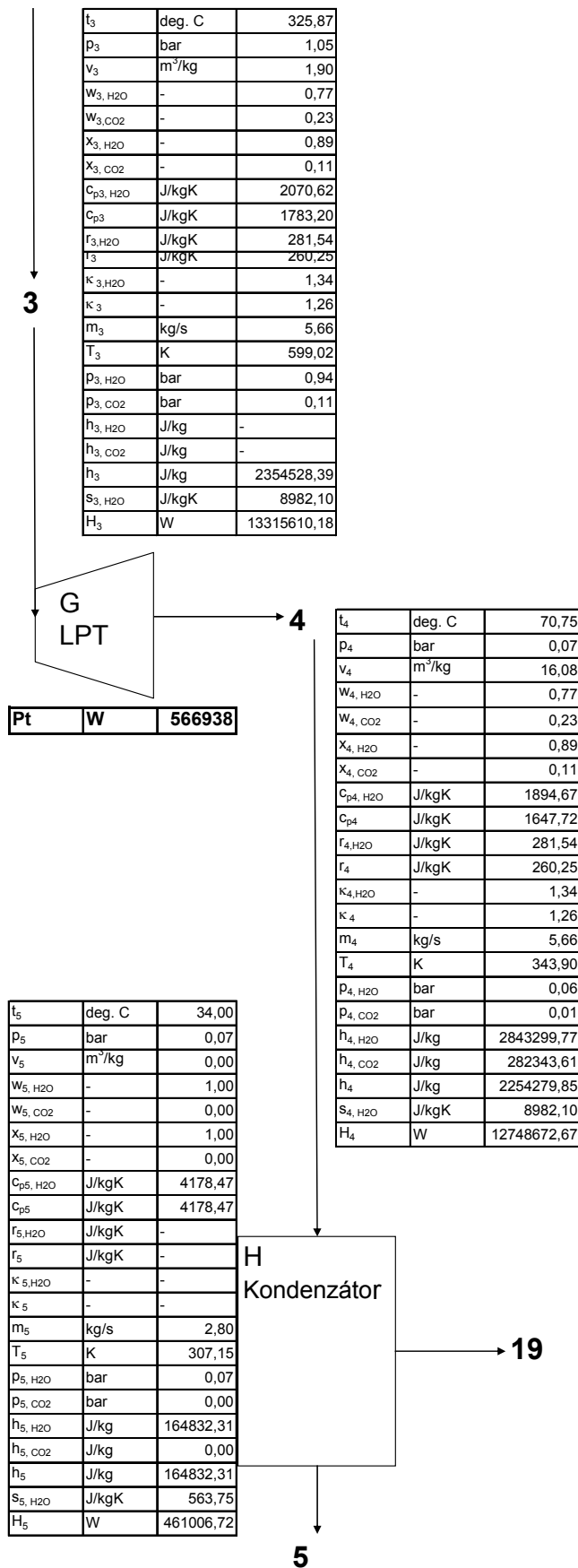
t_0	deg. C	1400,00
p_0	bar	40,00
v_0	m ³ /kg	0,16
w_{0,H_2O}	-	0,77
w_{0,CO_2}	-	0,23
x_{0,H_2O}	-	0,89
x_{0,CO_2}	-	0,11
c_{p0,H_2O}	J/kgK	2284,80
c_{p0}	J/kgK	1948,13
r_{0,H_2O}	J/kgK	451,53
r_0	J/kgK	391,14
κ_{0,H_2O}	-	1,28
κ_0	-	1,29
m_0	kg/s	19,42
T_0	K	1673,15
p_{0,H_2O}	bar	35,58
p_{0,CO_2}	bar	4,42
h_{0,H_2O}	J/kg	5676230,30
h_{0,CO_2}	J/kg	1373656,15
h_0	J/kg	4686638,25
s_{0,H_2O}	J/kgK	8982,10
H_0	W	91023518,32

t_1	deg. C	597,5107
p_1	bar	1,05
v_1	m ³ /kg	2,766009
w_{1,H_2O}	-	0,77
w_{1,CO_2}	-	0,23
x_{1,H_2O}	-	0,891069
x_{1,CO_2}	-	0,108931
c_{p1,H_2O}	J/kgK	2193,879
c_{p1}	J/kgK	1878,117
r_{1,H_2O}	J/kgK	461,2683
r_1	J/kgK	398,6397
κ_{1,H_2O}	-	1,338704
κ_1	-	1,335322
m_1	kg/s	19,42192
T_1	K	870,6607
p_{1,H_2O}	bar	0,935622
p_{1,CO_2}	bar	0,114378
h_{1,H_2O}	J/kg	3580717
h_{1,CO_2}	J/kg	714812,4
h_1	J/kg	2921559
s_{1,H_2O}	J/kgK	8982,1
H_1	W	56742289



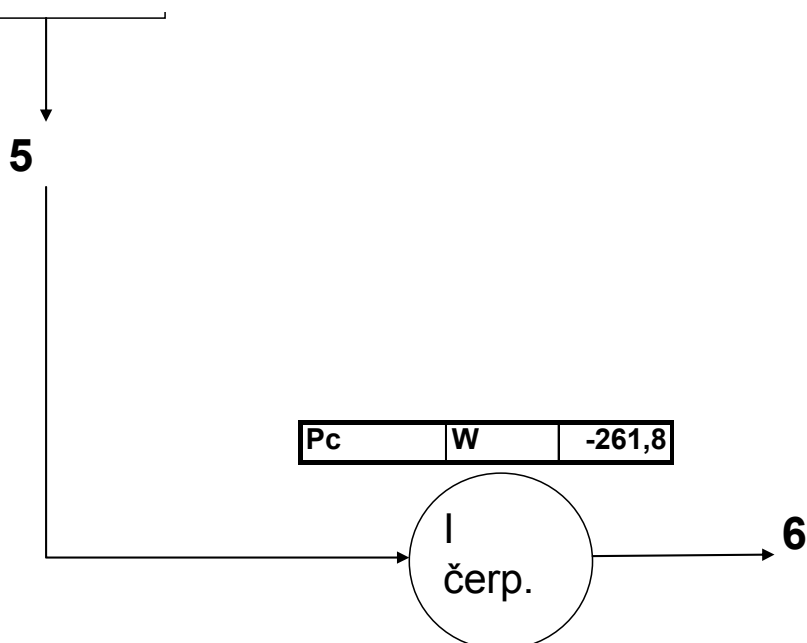
t_2	deg. C	325,8682
p_2	bar	1,05
v_2	m ³ /kg	1,903026
w_{2,H_2O}	-	0,77
w_{2,CO_2}	-	0,23
x_{2,H_2O}	-	0,891069
x_{2,CO_2}	-	0,108931
c_{p2,H_2O}	J/kgK	2070,617
c_{p2}	J/kgK	1783,205
r_{2,H_2O}	J/kgK	281,5401
r_2	J/kgK	260,249
κ_{2,H_2O}	-	1,335322
κ_2	-	1,332365
m_2	kg/s	19,42192
T_2	K	599,0182
p_{2,H_2O}	bar	0,935622
p_{2,CO_2}	bar	0,114378
h_{2,H_2O}	J/kg	-
h_{2,CO_2}	J/kg	-
h_2	J/kg	2354528
s_{2,H_2O}	J/kgK	8982,1
H_2	W	45729465

Expanze v LPT turbíně a vykondenzování části vody v kondenzátoru



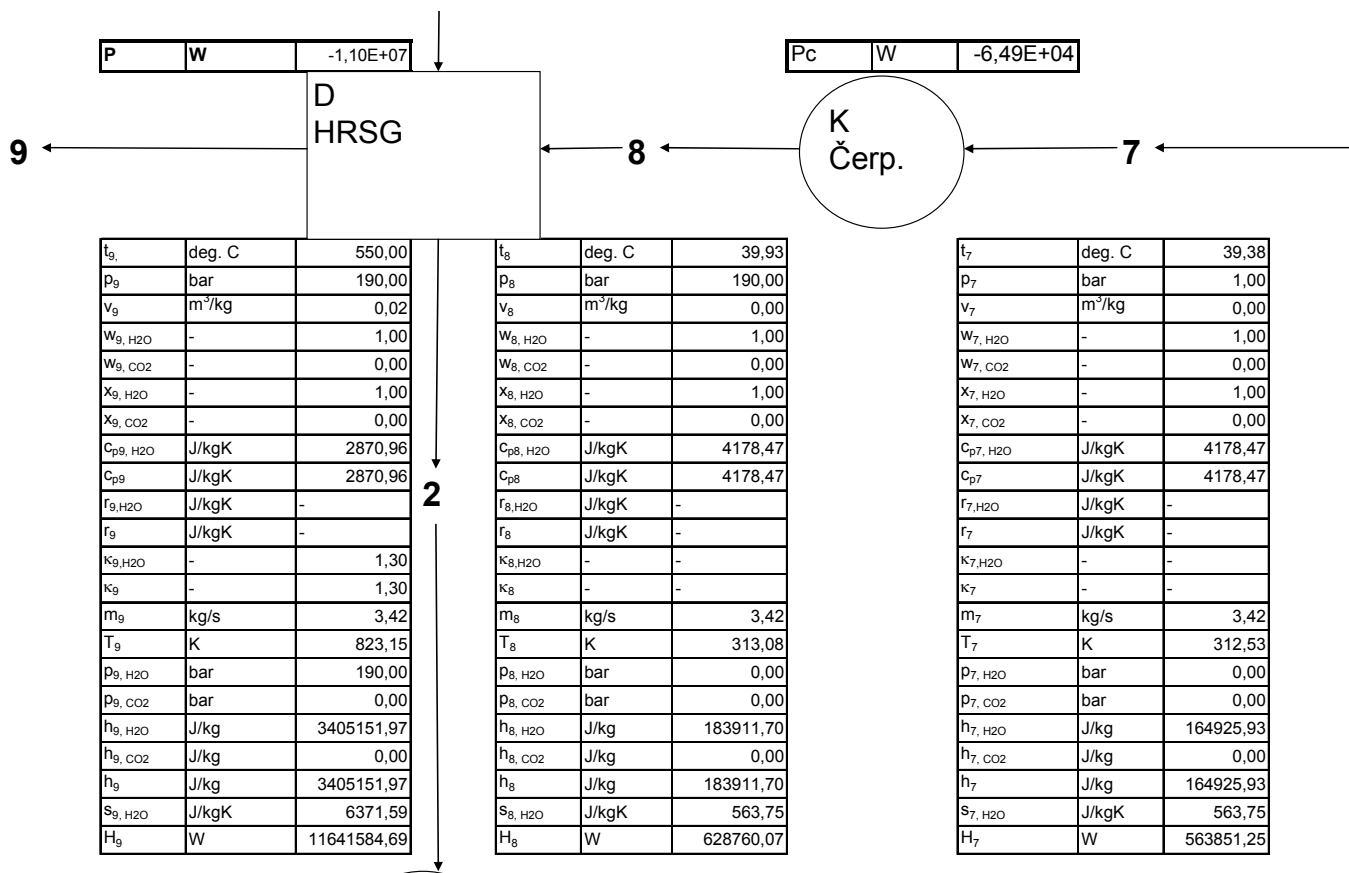
Stlačení v napájecím čerpadle na 1 bar

t_5	deg. C	34,00
p_5	bar	0,07
v_5	m^3/kg	0,00
w_{5, H_2O}	-	1,00
w_{5, CO_2}	-	0,00
x_{5, H_2O}	-	1,00
x_{5, CO_2}	-	0,00
c_{p5, H_2O}	J/kgK	4178,47
c_{p5}	J/kgK	4178,47
r_{5, H_2O}	J/kgK	-
r_5	J/kgK	-
κ_{5, H_2O}	-	-
κ_5	-	-
m_5	kg/s	2,80
T_5	K	307,15
p_{5, H_2O}	bar	0,07
p_{5, CO_2}	bar	0,00
h_{5, H_2O}	J/kg	164832,31
h_{5, CO_2}	J/kg	0,00
h_5	J/kg	164832,31
s_{5, H_2O}	J/kgK	563,75
H_5	W	461006,72

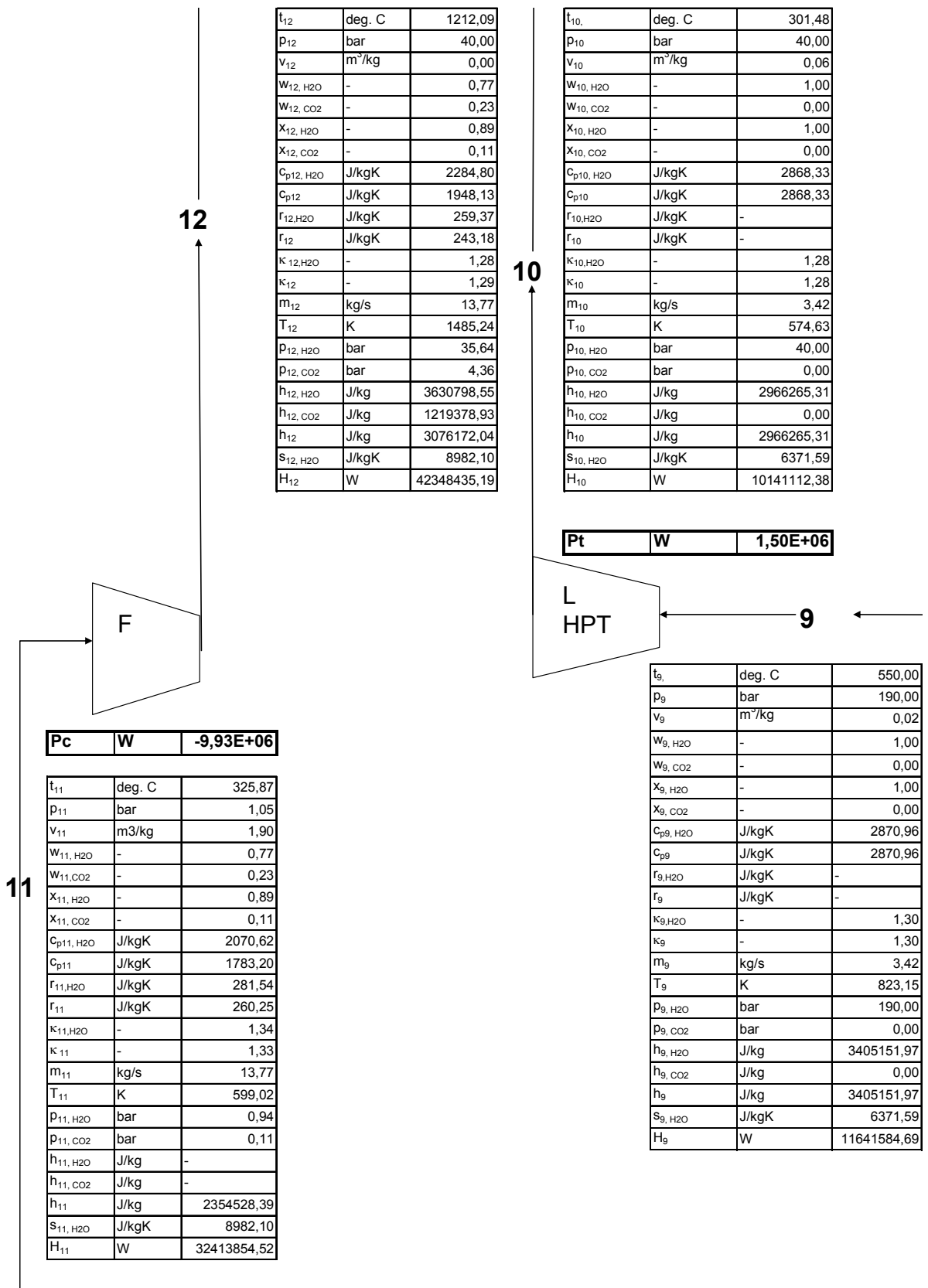


t_6	deg. C	39,38
p_6	bar	1,00
v_6	m^3/kg	0,00
w_{6, H_2O}	-	1,00
w_{6, CO_2}	-	0,00
x_{6, H_2O}	-	1,00
x_{6, CO_2}	-	0,00
c_{p6, H_2O}	J/kgK	4178,47
c_{p6}	J/kgK	4178,47
r_{6, H_2O}	J/kgK	-
r_6	J/kgK	-
κ_{6, H_2O}	-	-
κ_6	-	-
m_6	kg/s	2,80
T_6	K	312,53
p_{6, H_2O}	bar	0,00
p_{6, CO_2}	bar	0,00
h_{6, H_2O}	J/kg	164925,93
h_{6, CO_2}	J/kg	0,00
h_6	J/kg	164925,93
s_{6, H_2O}	J/kgK	563,75
H_6	W	461268,54

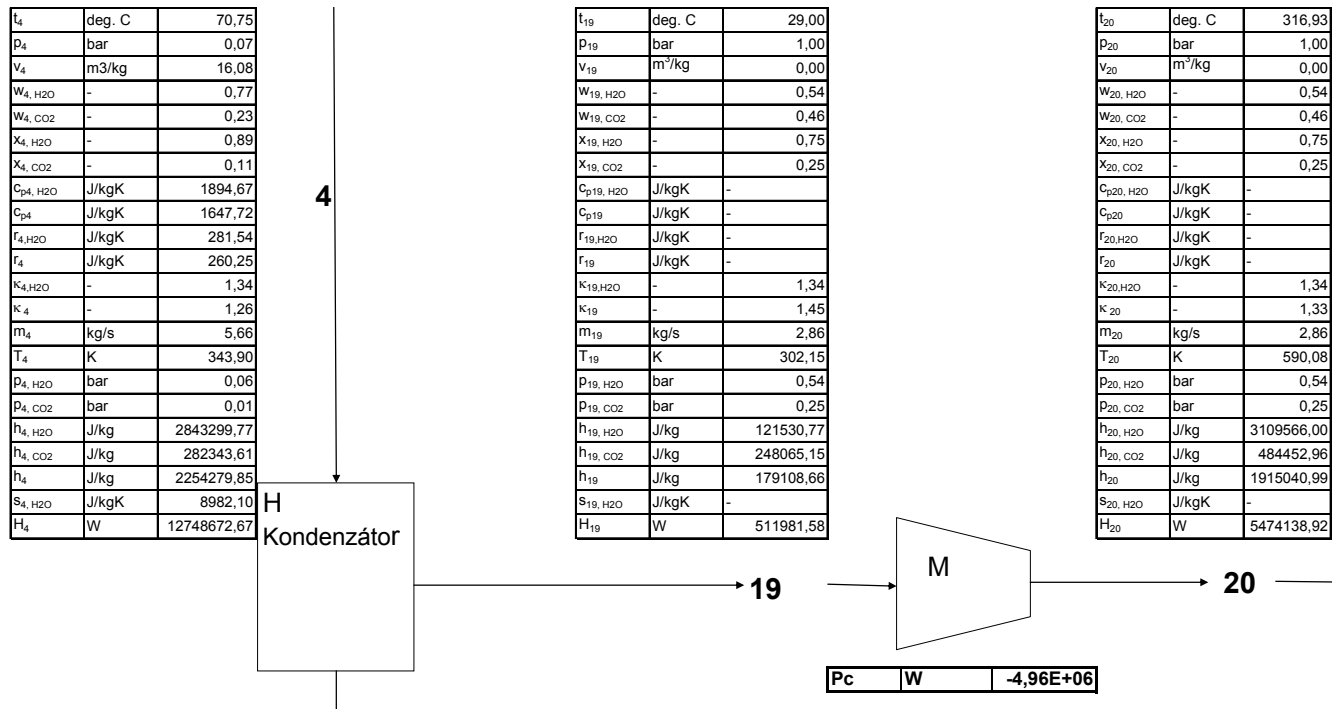
Kompresa v napájecím čerpadle na 190 bar a přeměna vody na přehřátou páru



Reflux po kompresi na tlak spalovací komory a vodní pára po expanzi v turbíně HPT na tlak spalovací komory



Odloučení CO₂ a části vody v plynném stavu a následná komprese na 1 bar.



Výpočet účinnosti cyklů a kontrola hmotnostní bilance

CO₂+nepatrné množství páry

Voda v refluxu

Voda produkovaná(vypouštěna) cyklem

m ₂₃	kg/s	1,31
m ₂₄	kg/s	1,55
m ₂₅	kg/s	0,92

Výkony kompresorů a turbín

Teplo dodané

účinnost

P _{mech}	W	2,00E+07
Q dodané	W	2,49E+07
η	%	80,44

m ₁₃ +m ₁₄	kg/s	2,24
m ₂₃ +m ₂₅	kg/s	2,24
		0,00E+00

6 Závěr

Výsledek výpočtu ukázal, že je cyklus Graz velmi účinnou technologií. Nepočítal jsem ovšem s termodynamickou účinností zařízení, tepelnými a tlakovými ztrátami. Proto také vychází tak velká účinnost přes 80 %. Po započítání ztrát bychom se dostali na zmíněných 55%. V porovnání s ostatními cykly zejména pak s paroplynovým cyklem se zdá být technologie cyklu Graz o něco účinnější. Pokud ovšem do termické účinnosti paroplynového cyklu zahrneme i zařízení na odloučení CO₂. Protože o realizaci projektu rozhoduje tzv. feasibility study zaleží především na příštím vývoji situace s povolenkami CO₂. V současné době jeden z největších výrobců CO₂ USA dosud neratifikovaly Kyotský protokol. Proto tento cyklus nemá naději na uskutečnění dokud nezačnou skutečné aukce na povolenky CO₂ a jejich cena nebude dostatečně vysoká.

Na druhou stranu i pokud k tomuto dojde, má tento cyklus řadu nevýhod. Jedná se o složité zařízení, u něhož ještě ne všechny technické otázky byly vyřešeny. Především spojení jednotlivých komponent by mohlo u elektrárny s větším výkonem působit problémy. Také o uskladnění CO₂ se ještě horlivě debatuje. Uvažuje se o skladování pod mořem nebo o vhánění oxidu uhličitého do starých ropných vrtů. Rovněž se pracuje na metodách dalšího využití CO₂ především pro chemický průmysl. Ale asi největším problémem je, že metan je fosilní palivo a tudíž vyčerpateľný zdroj. I když se zkoumají postupy jak vyrábět metan uměle.

Přestože není jasné, zda tento cyklus bude někdy postaven, tato práce nastínila jeho možnosti. Zároveň ukázala, že i malé zvýšení účinnosti cyklu přináší velké technické komplikace.

7 Seznam použité literatury

- ¹ Schéma RC cyklu. Dostupné z WWW: <www2.cemr.wvu.edu>
- ² Schéma Braytonova cyklu. Dostupné z WWW: <www.answers.com>
- ³ Schéma paroplynového oběhu. Dostupné z WWW: <www.power-technology.com>
- ⁴ SANZ, Wolfgang: Graz Cycle – A Zero Emission Power Plant for CCS (Carbon Capture and Storage). Graz-cycle.tugraz.at [online] 2008 [cit. 2009-05-20]. Dostupné z WWW: <<http://www.graz-cycle.tugraz.at/>>
- ⁵ Jericha, H., Sanz, W., Woisetschläger, J., Fesharaki, M.: CO₂ - Retention Capapility of CH₄/O₂ - Fired Graz Cycle. Graz-cycle.tugraz.at [online] 1995 [cit. 2009-05-20]. Dostupné z WWW: <http://www.graz-cycle.tugraz.at/pdfs/grazcycle_cimac_1995.pdf>
- ⁶ Jericha, H., Göttlich, E.: Conceptual Design for an Industrial Prototype Graz Cycle Power Plant. Graz-cycle.tugraz.at [online] 2002 [cit. 2009-05-20]. Dostupné z WWW: <http://www.graz-cycle.tugraz.at/pdfs/grazcycle_asme_2002.pdf>
- ⁷ Heitmeir, F., Sanz, W., Göttlich, E., Jericha H.: The Graz Cylce – a Zero Emission Power Plant of Highest efficiency. Graz-cycle.tugraz.at [online] 2003 [cit. 2009-05-20]. Dostupné z WWW: <http://www.graz-cycle.tugraz.at/pdfs/grazcycle_dresden_2003.pdf>
- ⁸ Malihevský A., Novák J.P., Labík S., Malihevská I.: Breviář fyzikální chemie. VŠCHT. [online] 2001 [cit. 2009-05-20]. Dostupné z WWW: <<http://www.vscht.cz/fch/cz/pomucky/BREVALL.pdf>>
- ⁹ Richarz, F.: Ann. Physics. 1906 639s.

8 Seznam použitých zkratk a symbolů

Zkratka/symbol	Popis
CH ₄	metan
H ₂ O	voda
CO ₂	oxid uhličitý
H	vodík
O ₂	kyslík; molekula kyslíku
HTT	high temperature turbine – vysokoteplotní turbína
LPT	low pressure turbine – nízkotlaká turbína
HPT	high pressure turbine – vysokotlaká turbína
RC	Rankine-Clausius
HRSG	Heat recovery steam generator – Kotel na odpadní teplo

9 Seznam příloh

Příloha č. 1... Výpočet cyklu v Excelu

Příloha č. 2... Parní tabulky ve formě knihovny Excelu